



三峡升船机闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓松动原因与处置对策

金 锋, 闫晓青

(长江三峡通航管理局, 湖北 宜昌 443000)

摘要: 通过理论计算与试验研究相结合的方法, 探讨了三峡升船机闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓松动的原因及影响因素, 并提出处置对策。结果表明: 1) 闸首卧倒门在交变荷载作用下频繁启闭, 启闭油缸支座螺栓连接的各接触面在大载荷作用下产生塑性变形引起的材料松动与螺纹副相对微滑动引起的结构性松动共同造成螺栓松动。2) 随着闸首卧倒门往复启闭次数增加, 螺栓松动逐渐加剧直至失效。3) 通过定期检查、螺栓超声波预紧力检测、重新拧紧等措施, 可有效减少闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓松动。

关键词: 三峡升船机; 闸首卧倒门; 螺栓松动; 往复荷载; 处置对策

中图分类号: U 642.7

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2022)06-0165-06

Reasons for looseness of support bolts of the Three Gorges ship lift tumble gate opening and closing cylinders and countermeasures

JIN Feng, YAN Xiao-qing

(Three Gorges Navigation Authority, Yichang 443000, China)

Abstract: Through the method of combining theoretical calculation and experimental research, the reasons and the influencing factors for the looseness of the support bolts of the Three Gorges ship lift tumble gate opening and closing cylinders are discussed, and the countermeasures are put forward. The results show that: 1) Under the action of alternating load, the tumble gate is opened and closed frequently. The looseness of the bolts is caused by both material looseness resulted from plastic deformation of each contact surface of bolted connection of the opening and closing cylinder under large load and structural looseness caused by micro slip of screw pair. 2) With the increase of the number of reciprocating opening and closing of tumble gate, the looseness of the bolts gradually increased until they failed. 3) Through measures such as regular inspection, ultrasonic bolt pre-tightening force detection, and re-tightening, the looseness of the support bolts of the tumble gate opening and closing cylinder can be effectively reduced.

Keywords: the Three Gorges ship lift; tumble gate of lock head; bolt looseness; reciprocal load; countermeasures

三峡升船机是三峡水利枢纽永久通航设施之一, 于2016年9月投入试通航。通航运行期间, 运维单位对上下闸首工作门进行例行排干检查时发现上下闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓均发生了不同程度的松动, 且下闸首有2根断裂。通过螺

栓强度复核计算将原A2-70不锈钢螺栓更换为10.9级高强螺栓, 螺栓仍出现部分松动现象。为了弄清螺栓松动原因, 并制定相应维护修理对策, 建立上下闸首卧倒门及其启闭油缸几何模型, 计算分析了启闭油缸支座连接螺栓的力学性能, 并

在实验室对单个螺栓进行往复加载试验^[1-3]。根据计算与试验情况,得出卧倒门启闭油缸支座螺栓松动机理及影响因素;并结合螺栓不同松动情况,对闸首卧倒门安全运行性能进行评价;最后提出适用于三峡升船机闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓的预紧力检测方法与螺栓松动后的处置对策,为闸首卧倒门维护修理提供科学依据。

1 数值计算模拟

1.1 几何模型建立

三峡升船机上下闸首工作门是升船机正常通航时的上下游挡水设备,卧倒门通过底部的两个支铰与闸首工作门的U形门体结构连接。上下闸首卧倒门均由液压启闭机操作,启闭油缸活塞杆吊头与卧倒门连接,油缸缸体通过轴承座支撑在工作门门体结构上。升船机船厢与上闸首对接时,上游卧倒门与船厢门同时开启,船厢水域上游航道连通,形成过船通道,上游卧倒门关闭时用于拦挡上游航道水,下游亦然,卧倒门启闭机布置见图1。

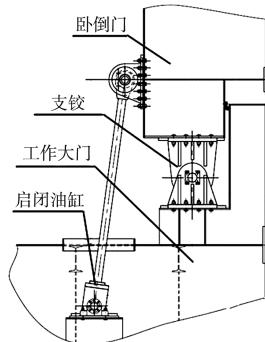


图 1 卧倒门启闭机布置

上闸首卧倒门启闭油缸支座采用 10.9 级 M24 高强螺栓,下闸首采用 10.9 级 M20 高强螺栓。通过分析,卧倒门有水关终时启闭油缸输出最大推力,有水开启初始时输出最大拉力。启闭油缸输出最大拉力工况,即卧倒门有水开启初始时,油缸支座受竖直向上的拉力及指向卧倒门的水平推力,此工况下油缸支座螺栓群处于卸荷状态;启闭油缸输出最大推力工况,即卧倒门有水关终时,油缸支座受竖直向下的推力及背向卧倒门的水平

推力,此工况下油缸支座螺栓群不受绕 B 点翻转的力矩作用,因此不做螺栓复核计算。卧倒门开关门时油缸支座受力见图 2,油缸支座螺栓群受力见图 3,油缸支座螺栓分布见图 4。

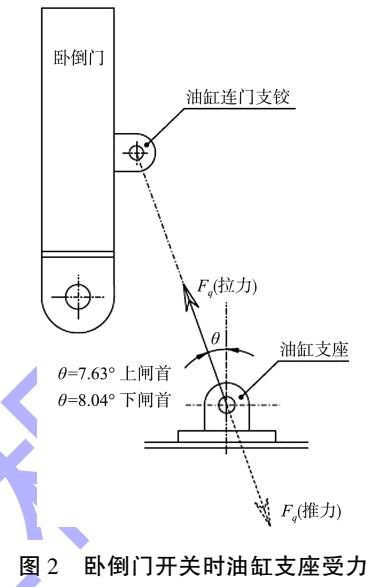


图 2 卧倒门开关时油缸支座受力

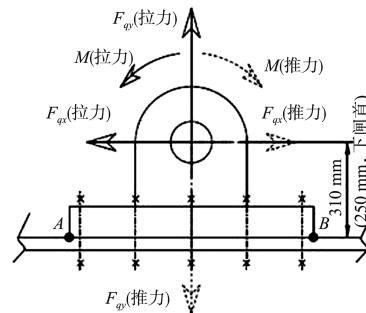
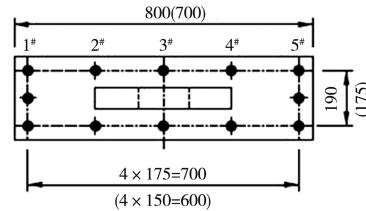


图 3 油缸支座螺栓群受力



注:括号内为下闸首数据。

图 4 油缸支座螺栓分布 (单位: mm)

上闸首卧倒门由 2×1 500 kN 液压启闭机操作,下闸首卧倒门由 2×1 000 kN 液压启闭机操作。由上下闸首卧倒门开启过程中液压启闭机的系统压力数据可知,卧倒门开启瞬间,有杆腔的压力为缸旁溢流阀的溢流压力,即上闸首卧倒门启闭油缸有杆腔压力约为 14 MPa,油缸内径 380 mm,活

塞杆直径 200 mm; 下闸首卧倒门启闭油缸有杆腔压力约为 12.5 MPa, 下闸首卧倒门启闭油缸内径 300 mm, 活塞杆直径 160 mm。

当卧倒门两侧水位相同时, 卧倒门开启瞬间, 绕支铰点转动, 闸门仅受液压缸拉力、自重和支铰点力的作用, 油缸拉力 F 的方向与水平夹角较大, 使得竖直方向 F_y 的分力较大, 对卧倒门启闭油缸支座的螺栓受力影响较大。单个启闭油缸支座上拉力 F 分解为水平方向 F_x (背向卧倒门)与竖直方向 F_y (竖直向下), 计算结果见表 1。

表 1 螺栓群受力及对应力臂值

闸首	F/kN	F_x/kN	F_y/kN	力臂 l_x/mm	力臂 l_y/mm
上闸首	1 147	152	1 136	400	310
下闸首	632	88	626	350	250

1.2 螺栓群受力分析

上下闸首卧倒门启闭油缸支座均采用 10.9 级高强螺栓, 其屈服强度为 900 MPa, 抗拉强度为 1 000 MPa, 油缸支座连接螺栓群承受的偏心弯矩 M 为:

$$M = F_x l_y + (F_y - G) l_x \quad (1)$$

式中: M 为螺栓群承受的偏心弯矩; F_x 为开门时油缸拉力水平方向分力; F_y 为开门时油缸拉力竖直方向分力; G 为单只启闭油缸重力; l_x 、 l_y 为各应力对应的力臂, 具体数值见表 1。

根据受力分析, 可判断图 4 中 5#螺栓受力最大, 螺栓拉力为:

$$N_5 = \frac{My_5}{2 \times \left(2 \sum_{i=1}^5 y_i^2 + y_1^2 + y_5^2 \right)} \quad (2)$$

式中: N_5 为 5#螺栓承受的最大拉力; M 为螺栓群承受的偏心弯矩; y_i 为螺栓群的惯性积。

对于 10.9 级的高强螺栓, 上闸首 M24 螺栓有效截面积为 352 mm², 下闸首 M20 螺栓有效截面积为 245 mm², 螺栓的预紧力为:

$$P_0 = 0.6\sigma_s A \quad (3)$$

式中: P_0 为螺栓预紧力; σ_s 为螺栓屈服强度; A 为螺栓有效截面积。

则 5#螺栓最大拉应力为:

$$\sigma = \frac{N_5 + P_0}{A} \quad (4)$$

计算得到上闸首 5#螺栓最大拉应力为 $\sigma = 724$ MPa, 下闸首 5#螺栓最大拉应力为 $\sigma = 686$ MPa。对于 10.9 级高强度螺栓, 其屈服强度 $\sigma_s = 900$ MPa、抗拉强度 $\sigma_b = 1 000$ MPa, 螺栓最大拉应力已接近屈服值, 上闸首螺栓最大拉应力已达到屈服强度的 80.4%。因此初次使用 10.9 级高强螺栓并未被拉断, 但升船机闸首卧倒门频繁启闭运行, 螺栓在交变应力的作用下将发生自行松动直至失效, 存在很大安全风险。

1.3 螺栓疲劳强度数值模拟

以上闸首卧倒门启闭油缸支座连接螺栓为例, 分析可知螺栓最大受力为螺栓预紧力与启闭油缸拉力的叠加工况, 其最大应力值 $\sigma_{max} = 724$ MPa; 螺栓最小受力为螺栓预紧力工况, 其最小应力 $\sigma_{min} = 540$ MPa。在运行过程中, 螺栓应力在 540~724 MPa 呈现周期性变化, 因此采用最小应力保持不变的原则计算螺栓的疲劳强度^[4-6]:

$$n_a = \frac{2\sigma_{-1} + (K_\sigma - \psi_\sigma)\sigma_{min}}{(K_\sigma + \psi_\sigma)(2\sigma_a + \sigma_{min})} \geq [n] \quad (5)$$

式中: n_a 为计算安全系数; σ_{-1} 为材料对称循环拉压疲劳极限, $\sigma_{-1} = 0.23(\sigma_s + \sigma_b) = 437$ MPa, σ_s 为材料屈服极限, σ_b 为材料抗拉极限; $[n]$ 为许用安全系数, 对于螺栓连接, $[n] = 1.2 \sim 2.0$; ψ_σ 为应力折算系数, $\psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} = 0.437$; K_σ 为疲劳极限

的综合影响系数, $K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = 2.8368$; k_σ 为有效应力集中系数, $k_\sigma = 5.2$; ε_σ 为尺寸系数, $\varepsilon_\sigma = 0.76$; β_σ 为表面质量系数, $\beta_\sigma = 0.8$; β_q 为强化系数, $\beta_q = 2.5$; σ_a 为循环拉应力的应力幅, $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 632$ MPa, σ_{max} 为最大应力值, σ_{min} 为最小应力值。

计算得 $n_a = 0.375 < [n] (= 1.2 \sim 2.0)$, 上闸首螺栓为 10.9 级 M24 的螺栓, 计算安全系数小于允许安全系数, 螺栓存在疲劳破坏风险。根据以上分析可知, 影响螺栓使用寿命的因素, 除了螺栓本身制造、加工缺陷等, 螺栓承受的油缸拉力和预紧力对其使用寿命影响也较大。预紧力即

为螺栓承受的最小应力；油缸拉力即为交变应力，为螺栓最小应力幅值的 2 倍。因此优化油缸开门时拉力的大小，可有效提高螺栓的使用寿命。

1.3.1 油缸安装位置参数化

为了求解启闭油缸最优安装位置，以开门瞬间活塞杆与竖直方向的夹角为自变量 λ ，计算得 $F=1147 \text{ kN}$ ，启闭油缸水平方向拉力为 $F_x = F \sin \lambda$ ，竖直方向拉力为 $F_y = F \cos \lambda$ 。由此可得到螺栓群受到的偏心弯矩为 $M = T_x l_y + (T_y - G) l_x = (15.8 \cdot \sin \lambda + 22.12 \cdot \cos \lambda - 0.91) \times 10^4 (\text{kN} \cdot \text{mm})$ ，

$$\text{5#螺栓受力为 } N_5 = \frac{My_5}{2 \times \left(2 \sum_{i=1}^5 y_i + y_1^2 + y_5^2 \right)} = \frac{65 \times (15.8 \cdot \sin \lambda + 22.12 \cdot \cos \lambda - 0.91)}{42} (\text{kN})$$

1.3.2 螺栓预紧力参数化

上闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓为 10.9 级 M24 高强螺栓，将预紧力系数设置为参数 η ，则螺栓预紧力 $P_0 = \eta \sigma_s A = 3.168 \times 10^2 \eta (\text{kN})$ ，

$$\text{螺栓的最大应力值为 } \sigma_{\max} = \frac{N_5 + P_0}{A} = \frac{12921.216+31930.778.88\eta}{3362.192.6\sin\lambda+4707.069.64\cos\lambda+43559.873.28\eta-193645.27}$$

1.3.4 参数的边界条件

查机械设计手册可知，螺栓预紧力系数 $\eta \in [0.3, 0.6]$ 。开门瞬间启闭油缸活塞杆与竖直方向的夹角与油缸的安装位置有关，由图 1、2 可知，闸首工作大门主梁腹板开有孔洞，便于启闭油缸活塞杆伸出，而该孔的下游侧设有通长布置

$$\begin{cases} n_a \leqslant \frac{12921.216+31930.778.88\eta}{3362.192.6\sin\lambda+4707.069.64\cos\lambda+43559.873.28\eta-193645.27} \\ 8 \leqslant \lambda \leqslant 12.7 \\ 0.3 \leqslant \eta \leqslant 0.6 \end{cases} \quad (6)$$

1.3.5 求解分析

式(6)为非线性函数，要求得极值点，可采用直接求导法和等步迭代求解法。

偏导数求解较为复杂，因此采用等步迭代求解法。利用 matlab 工具，在实数域内绘制该函数

$$\frac{\left[\frac{65 \times (15.8 \sin \lambda + 22.12 \cos \lambda - 0.91)}{42} + 3.168 \times 10^2 \eta \right] \times 10^3 N}{352}$$

(MPa)，螺栓的最小应力值为： $\sigma_{\min} = \frac{P_0}{A} = 900 \eta$

$$(MPa)，螺栓的交变应力应力幅值为 $\sigma_a = \frac{N_5}{2A} = \frac{65 \times (15.8 \sin \lambda + 22.12 \cos \lambda - 0.91) \times 10^3}{2 \times 42 \times 352} (MPa)$ 。$$

1.3.3 螺栓疲劳强度公式

由上述分析可知，螺栓最大受力为螺栓预紧力与启闭油缸拉力叠加的工况，螺栓最小受力为仅有螺栓预紧力的工况，该螺栓在最大应力为 σ_{\max} 、最小应力为 σ_{\min} 、应力幅为 σ_a 的交变应力下运行。对于上闸首 10.9 级 M24 的高强螺栓，其材料对称循环拉压疲劳极限 σ_{-1} 不变，为 $\sigma_{-1} = 0.23(\sigma_s + \sigma_b) = 437 \text{ MPa}$ ；应力折算系数 ψ_σ 不变，

$$\text{为 } \psi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} = 0.437；\text{ 疲劳极限的综合影响系数 } K_\sigma$$

保持不变，为 $K_\sigma = \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = 2.8368$ 。因此

计算安全系数公式可简化为：

$$n_a = \frac{12921.216+31930.778.88\eta}{3362.192.6\sin\lambda+4707.069.64\cos\lambda+43559.873.28\eta-193645.27}$$

的工字钢。为不影响工字钢的焊接强度，主梁腹板开孔的边缘应距工字钢的边缘 100 mm 以上，因此油缸布置位置受到限制，启闭油缸活塞杆与竖直方向的夹角 $\lambda \in [8^\circ, 12.7^\circ]$ 。

由此，螺栓疲劳优化分析转变成参数 λ 、 η 在定义域内求解 n_a 最大值的数学问题，即：

的图形，可直观分析该函数的特性，得到实数域范围内的函数曲线，见图 5。由图 5 可知，该非线性函数为周期函数，在自定义区间内有最大值，对函数施加自变量约束，可得到添加自变量约束范围的函数曲线，见图 6。

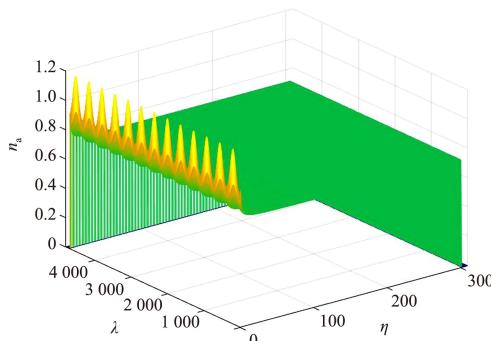


图 5 实数域范围内的函数曲线

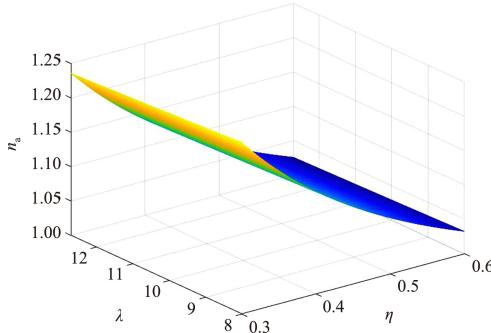


图 6 添加自变量约束范围的函数曲线

由图 6 可知, 该函数在两个参数定义域范围内呈现递减趋势, 即函数随参数 λ 的增大而减小、函数随 η 的增大也减小, 该函数在两个参数定义域范围内的最大值为 1.249 782, 此时 $\lambda=8$, $\eta=0.6$ 。

因此, 启闭油缸位置不移动、螺栓预紧力减小至 $0.6\sigma_s A$ 时, 螺栓的安全系数达到最大为 1.25, 勉强可达到设计规范要求。在升船机通航运行时, 闸首卧倒门频繁启闭, 启闭油缸支座螺栓在往复交变应力作用下, 仍会出现螺栓疲劳导致的塑性变形及螺纹接触面间相对滑移导致连接螺栓松动的情况。

2 单个螺栓加载试验

以三峡升船机上闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓连接为例, 制作上闸首启闭油缸支座物理模型。试验油缸一端与支座吊耳连接, 另一端与固定试验台连接, 试验油缸与竖直方向夹角为 8° , 试验台与支座板件采用闸首工作门用 Q345a 级低合金钢, 连接螺栓选用 10.9 级 M24 高强螺栓。如图 4

所示, 支座物理模型通过 1#~4# 及 5# 两侧螺栓与试验台连接, 螺栓杆长 175 mm; 5# 中间螺栓安装压力传感器, 螺栓杆长 225 mm。

2.1 螺栓不同预紧力工况加载试验

采用扭矩扳手先对油缸支座 5# 中间安装压力传感器螺栓施加预紧力 $P_0 = 40$ kN, 再根据扭矩扳手扭矩值对其它螺栓按要求施加预紧力 $P_0 = 40$ kN, 采用试验液压系统对油缸缓慢加载, 加载至油缸拉力 $F = 500$ kN 时停机。按照以上流程分别对螺栓施加预紧力 $P_0 = 240$ kN, 并对油缸缓慢加载 $F = 0 \sim 500$ kN, 得到支座连接螺栓不同预紧力工况下螺栓弹性阶段最大位移, 见图 7、表 2。

表 2 不同预紧力工况下螺栓弹性阶段最大位移

预紧力/kN	40	60	80	120	160	240
最大位移/mm	0.09	0.13	0.23	0.31	0.39	0.52

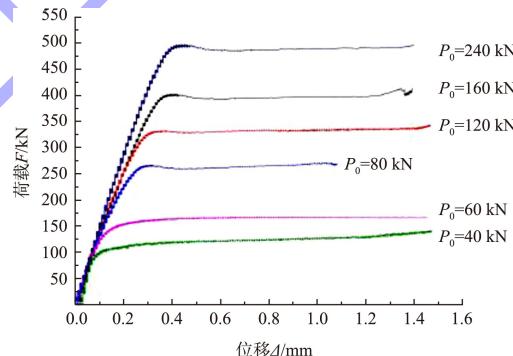


图 7 不同预紧力工况下螺栓荷载与位移曲线

由图 7、表 2 可知, 在螺栓不同预紧力工况下, 对螺栓施加由小到大的拉力时, 螺栓 $F-\Delta$ 曲线均呈现出两个阶段, 即螺栓弹性阶段 $F-\Delta$ 曲线的线性上升段与螺栓塑性阶段 $F-\Delta$ 的滑移段。在螺栓弹性阶段, 螺栓预紧力为 $P_0 = 40$ kN 时最大位移为 0.09 mm, 螺栓预紧力为 $P_0 = 240$ kN 时最大位移为 0.52 mm。可以看出, 螺栓预紧力越大, 螺栓弹性阶段线性上升长度越长, 螺栓的承载能力越高。

2.2 螺栓往复加载试验

根据三峡升船机轿厢运行次数及闸首卧倒门启闭次数, 模拟卧倒门启闭油缸支座螺栓在交变

应力作用下的疲劳损伤,进而绘制 $P-N$ 曲线分析螺栓使用性能,得到该预紧力工况下螺栓的使用寿命^[7-8]。按照上述办法对启闭油缸支座螺栓施加 $P=240\text{ kN}$ 预紧力,采用试验油缸在闸首卧倒门额定启闭荷载 $F=500\text{ kN}$ 作用下,模拟卧倒门开关 5 000 次,得到 5#螺栓 $P-N$ 曲线,见图 8。将随往复加载次数增加 5#螺栓预紧力的上幅值绘制成趋势线 I,将下幅值绘制成趋势线 II。可以看出,趋势线 I 在循环加载 0~500 次左右时急剧下降,随着循环加载次数增加趋于平缓呈现水平线;趋势线 II 在循环加载 0~500 次左右时也呈现急剧下降,随着循环加载次数增加呈现线性下降趋势。螺栓安装初始阶段,循环加载初期时螺栓弹性阶段预紧力急剧下降,并且螺栓螺纹副间产生相对微滑移,由于承受拉力与压力的交变荷载,螺栓螺纹副间产生相对微滑移也产生交替变化阈值 ΔP ;随着循环加载次数增加,螺纹副间产生的相对微滑移量不断叠加,螺栓预紧力阈值 ΔP 也不断增加,螺栓的松动不断加剧。

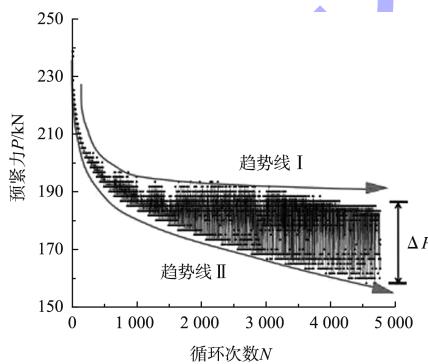


图 8 240 kN 预紧力工况下螺栓 $P-N$ 曲线

3 结论

1)受三峡升船机闸首卧倒门启闭油缸安装空间影响,启闭油缸支座螺栓在进行紧固时,未达到 JBT 5000.10 规定预紧力,因而连接螺栓易发生塑性变形;同时,闸首卧倒门在交变荷载作用下频繁启闭,螺纹副间产生相对微滑动,两者叠加共同造成螺栓松动。螺栓在超实际预紧力且接近

屈服极限的脉动循环荷载作用下,产生低周疲劳失效,随着闸首卧倒门运行次数增加,螺栓松动加剧,进而发生断裂。

2)结合三峡升船机现场运维实际,定制了适应狭小空间作业液压扭矩扳手,采用液压扭矩扳手按照 JBT 5000.10 规定预紧力进行螺栓预紧。运维单位每隔 3~5 个月对闸首卧倒门启闭油缸支座螺栓的紧固情况进行检查,采用超声波检测方法对螺栓预紧力进行检测,若螺栓预紧力下降值小于初始预紧力的 20%,则通过重新紧固方式进行处理;若螺栓预紧力降低值大于 20%,则对螺栓进行整体换新。

参考文献:

- [1] 水利部水利水电规划设计总院,长江勘测规划设计研究院.升船机设计规范: GB 51177—2016[S].北京:中国计划出版社,2016.
- [2] 钮新强,宋维邦.船闸与升船机设计[M].北京:中国水利水电出版社,2007.
- [3] 闫晓青,万韬.三峡升船机闸首卧倒门支铰结构优化改造[J].水电能源科学,2018,36(7):156-159.
- [4] KIM J, YOON J C, KANG B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints[J]. Applied mathematical modelling, 2007, 31(5): 895-911.
- [5] YANG J, DEWOLF J T. Relaxation in high-strength bolted connections using galvanized steel [J]. Journal of bridge engineering, 2002, 5(2): 99-106.
- [6] 谢晓彪.不同预紧力影响下高强螺栓摩擦型连接的有限元分析及试验研究[D].南昌:南昌大学,2014.
- [7] 曾意.门式刚架厂房半刚性梁柱节点在高强螺栓欠拧和超拧下的数值模拟分析[D].武汉:武汉理工大学,2010.
- [8] 施刚,石永久,王元清,等.钢结构端板连接高强度螺栓应变松弛的试验研究[J].施工技术,2003(11):15-17.